

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Diplomová práce

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický pohon tlačky u děrovacího stroje

Electrohydraulic Drive of Pusher at Piercing Machine

Student: Bc. Martin Sglunda
Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.
Konzultant: Ing. Jiří Valošek, Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Sglunda**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**
Téma: **Hydraulický pohon tlačky u děrovacího stroje
Hydraulic Drive of Pusher at Piercing Machine**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete elektrohydraulický pohon tlačky u děrovacího stroje pro zadané parametry setrvačných hmotností, manipulačních časů a pro zadané kinematické schéma mechanismu.

Vypracujte

1. Funkční schéma hydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů.
2. Výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně tepelného výpočtu.
3. Potřebné dynamické výpočty, zejména výpočty vlastních frekvencí mechanicko-hydraulického systému.
4. Specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků a přístrojů.
5. Sestavný výkres hydraulického rozvodného bloku.
6. Dispozice elektrohydraulického pohonu tlačky.

Seznam doporučené odborné literatury:

FINDEISEN, D.; FINDEISEN F. *Ölhydraulik*. Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 1994. 765 s. ISBN 3-540-54465-8.

KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.

KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-0266-4.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Valošek, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



A handwritten signature in black ink, appearing to read "Kozubková".

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Farana".

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Seznam použitých firemních podkladů:

BKB Metal, a.s. - Dispozice válcovací tratě „Velký Mannesmann“.

konCAD - 3D model děrovací stolice.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a konzultanta a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 15.5.2010

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na mojí diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SGLUNDA, M. *Elektrohydraulický pohon tlačky u děrovacího stroje: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2010, 49 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Diplomová práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu tlačky u děrovacího stroje válcovací tratě. V úvodu je popsána válcovací trať s poutnickou stolicí a princip děrování předehřátého předvalku na děrovací stolicí. Pro zadané rozměry tlačky jsou navrženy dvě varianty elektrohydraulického pohonu. Diplomová práce obsahuje potřebné výpočty pro návrh pohonu tlačky a dimenzování hydraulického obvodu, kompletní řešení hydraulického obvodu a specifikaci jednotlivých prvků obvodu. Součástí je také sestavný výkres řídicího bloku a dispoziční výkres pohonu tlačky.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SGLUNDA, M. *Electrohydraulic Drive of Pusher at Piercing Machine: Master Thesis.*

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2010, 49 s. Thesis head: Pavlok, B.

This thesis deals with a design of the electrohydraulic drive of pusher at piercing machine of tube-rolling mill. In the introduction of the work is description of tube-rolling mill with hot pilger mill and working principle of piercing steel billet on the cross-roll piercer. Two variants of electrohydraulic drive are made for assigned pusher. Diploma thesis contains necessary calculation for suggestion of drive of pusher. Complete solution of hydraulic circuit and specification of particular circuit components. A part of the diploma work is modular drawing of control unit and dispositional drawing of electrohydraulic drive of pusher.

Obsah

Seznam použitých veličin a jednotek	9
1 Úvod	12
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	12
2.1 Tratě s poutnickou stolicí	13
2.1.1 Průběh válcování.....	14
2.2 Děrování kosým válcováním.....	15
3 Návrh alternativ řešení a jejich porovnání.....	19
3.1 Volba pracovní kapaliny	19
3.2 Návrh obvodu s klasickou řídicí technikou.....	20
3.3 Návrh obvodu s proporcionální řídicí technikou	21
3.4 Návrh agregátu s neregulačním hydrogenerátorem	22
3.5 Návrh agregátu s regulačním hydrogenerátorem	23
3.6 Porovnání variant	24
4 Výpočet obvodu v ustáleném stavu	25
4.1 Výpočet parametrů přímočarého hydromotoru	25
4.2 Návrh proporcionálního rozváděče	27
4.2.1 Volba proporcionálního rozváděče	31
4.2.2 Výpočet vlastní frekvence hydromotoru se zátěží	32
4.3 Tepelný výpočet obvodu	34
4.3.1 Výpočet chlazení.....	37
4.4 Výpočet potrubí.....	39
4.5 Výpočet objemu nádrže.....	40
4.6 Výpočet topné spirály	41
4.7 Výpočet akumulátoru	41
4.8 Výpočet elektromotoru.....	42
5 Sestava rozvodného bloku.....	42
6 Hydraulický agregát.....	44

7	Dispozice elektrohydraulického pohonu.....	45
8	Závěr	46
9	Použitá literatura	47
10	Seznam příloh.....	48

Seznam použitých veličin a jednotek

D	skutečný průměr pístu	[m]
D_p	vnější průměr potrubí	[m]
D_t	vypočtený průměr pístu	[m]
F_D	dynamická síla	[N]
F_{HM}	síla v ose PČH	[N]
F_p	maximální zatěžující síla	[N]
K	modul objemové stlačitelnosti kapaliny	[Pa]
P_{li}	výkon v jednotlivých úsecích	[W]
P_E	výkon elektromotoru	[W]
P_{Ekv}	ekvivalentní výkon	[W]
P_W	výkon topné spirály	[W]
Q_1	průtok pro vysouvání PČH	[m ³ .s ⁻¹]
Q_2	průtok pro zasouvání PČH	[m ³ .s ⁻¹]
Q_G	průtok hydrogenerátorem	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{max}	maximální průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{nom}	nominální průtok	[m ³ .s ⁻¹]
S_1	skutečná plocha pístu	[m ²]
S_2	plocha mezikruží	[m ²]
S_N	teplosměnná plocha nádrže	[m ²]
S_t	teoretická plocha pístu	[m ²]
T	časová konstanta ustálené teploty oleje	[s]
T_1	doba pro vysunutí PČH	[s]
T_2	doba pro zasunutí PČH	[s]
T_B	časová konstanta rampové funkce	[s]
V_A	objem kapaliny pod pístem	[m ³]
V_B	objem kapaliny nad pístem	[m ³]

V_g	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
V_L	objem kapaliny ve vedení	[m ³]
V_N	objem nádrže	[m ³]
a_1	zrychlení při vysouvání PČH	[m.s ⁻²]
a_2	zrychlení při zasouvání PČH	[m.s ⁻²]
c_0	měrná tepelná kapacita oleje	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_m	měrná tepelná kapacita oceli	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	průměr pístnice	[m]
d_p	vnitřní průměr potrubí	[m]
f_0	vlastní frekvence	[Hz]
f_B	budící frekvence	[Hz]
h	zdvih přímočarého hydromotoru	[m]
k	tuhost pružin	[-]
k_N	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
l	délka vedení	[m]
m	hmotnost předvalku	[kg]
m_0	hmotnost olejové náplně	[kg]
m_m	hmotnost všech kovových částí obvodu	[kg]
m_z	hmotnost pístu, pístnice a zátěže	[kg]
n	otáčky elektromotoru	[ot.min ⁻¹]
t_B	doba trvání rampové funkce	[s]
p_{D1}	dynamický tlak při vysouvání PČH	[Pa]
p_{D2}	dynamický tlak při zasouvání PČH	[Pa]
p_g	tlak v hydraulickém obvodu	[Pa]
p_i	tlak v jednotlivých úsecích	[Pa]
p_{M1}	tlak v PČH při vysouvání	[Pa]
p_{M2}	tlak v PČH při zasouvání	[Pa]
p_{r1}	tlak mařený na šoupátku při vysouvání PČH	[Pa]

p_{r2}	tlak mařený na šoupátku při zasouvání PČH	[Pa]
t_0	počáteční teplota oleje v obvodu	[°C]
t_1	koncová teplota oleje v obvodu	[°C]
t_p	tloušťka stěny potrubí	[m]
t_R	doba přestavení rozváděče	[s]
t_u	ustálená teplota oleje v obvodu	[°C]
t_{U1}	ustálený čas vysouvání PČH	[s]
t_{U2}	ustálený čas zasouvání PČH	[s]
v_1	rychlost vysouvání PČH	[m.s ⁻¹]
v_2	rychlost zasouvání PČH	[m.s ⁻¹]
v_{U1}	ustálená rychlost vysouvání PČH	[m.s ⁻¹]
v_{U2}	ustálená rychlost zasouvání PČH	[m.s ⁻¹]
η_C	celková účinnost	[-]
η_{mp}	mechanicko-tlaková účinnost	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
τ_i	doba trvání jednotlivého úseku	[s]
ϖ_B	vlastní kruhová frekvence	[s ⁻¹]
ρ	hustota oleje	[kg.m ⁻³]
ϕ	celkový tepelný tok	[W]
ϕ_{CHL}	tepelný tok odvedený chladičem	[W]
$\phi_{Chladě}$	teplotní spád na chladiči	[W]

1 Úvod

Řešeným problémem je návrh elektrohydraulického pohonu tlačky děrovacího stroje válcovací tratě s poutnickou stolicí „Velký Mannesmann“. Tato válcovací trať silnostěnných bezešvých ocelových trub je umístěna ve Válcovnách trub TŽ v Ostravě Vítkovicích a v roce 2008 prošla velkou modernizací a generální opravou. Důvodem modernizace tratě byly požadavky zákazníků a navyšující se poptávka po větších průměrech bezešvých ocelových trub, s vyšší rozměrovou a tvarovou přesností.

Hlavní přínos modernizace je celkové navýšení kapacity, vylepšení kvality povrchu a přesnosti trubek, rozšíření sortimentu a délek trub. Výrobní trať „Velký Mannesmann“ vyrábí ocelové trubky o vnějším průměru od 168 do 406 milimetrů.

2 Přehled současného stavu řešené problematiky

Technologický postup různých způsobů výroby bezešvých trubek se skládá ze dvou oddělených částí.

- a) Výroba dutých polotovarů lisováním nebo válcováním, výsledný příčný průřez má tvar mezikruží.
- b) Zpracování těchto dutých polotovarů na bezešvé trubky válcováním nebo protahováním.

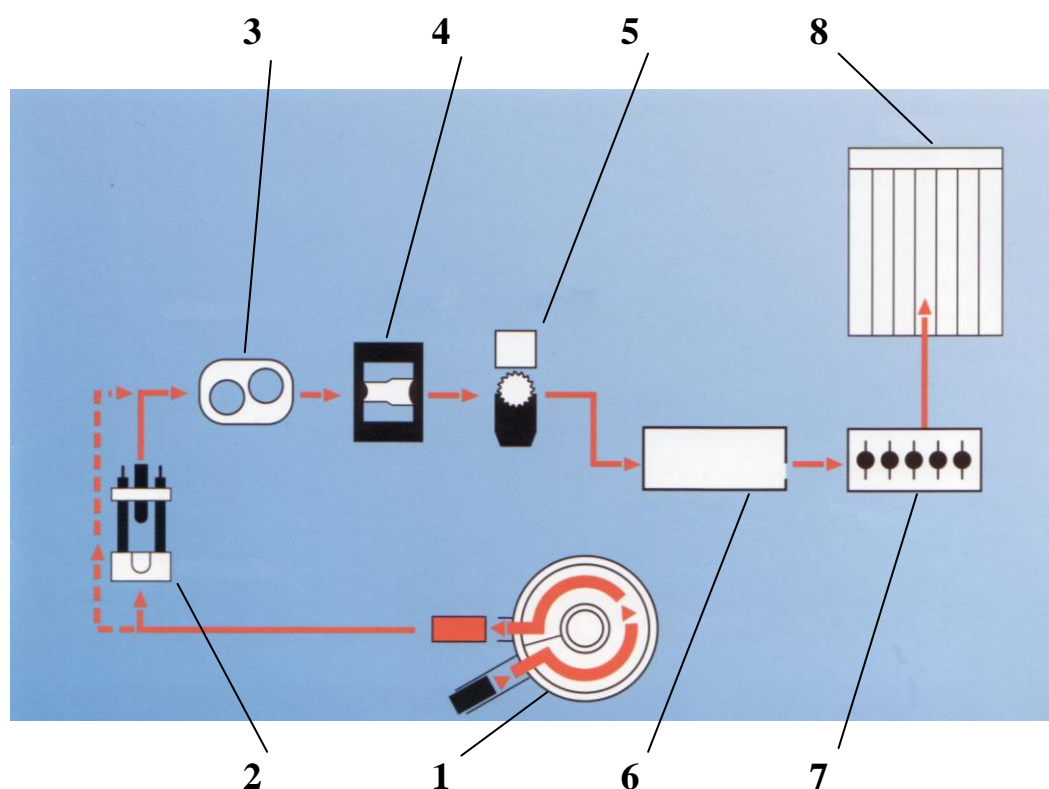
Na výše uvedených technologických principech jsou založeny základní způsoby výroby bezešvých trubek používané v praxi:

- válcování na tratích s poutnickou stolicí (Mannesmannův způsob),
- válcování na tratích s automatikem (Stiefelův způsob),
- válcování na spojitých tratích,
- válcování na tratích s tříválcovými válcovacími stolicemi (Asselův způsob),
- válcování na stolicích s příčnými otáčejícími se kotouči (Diescherův způsob),
- výroba bezešvých trubek protahováním (Erhardtův způsob),
- výroba bezešvých trubek protlačováním (Séjournetův způsob).

Jelikož je řešeným problémem návrh pohonu tlačky děrovacího stroje válcovací tratě s poutnickou stolicí, budu se zabývat pouze touto technologií.

2.1 Tratě s poutnickou stolicí

Tato válcovací trať je nejjednodušší trať pro výrobu tlustostěnných bezešvých trubek. Skládá se z děrovací stolice, z jedné až čtyř poutnických stolic a kalibrovací stolice viz obr. 2.1. Práce na poutnické stolici, která je hlavní výrobní jednotkou tratě, je relativně pomalá, proto se stavějí dvě a více poutnické stolice k jedné stolici děrovací. Pouze trať pro výrobu největších průměrů mají jednu poutnickou stolicí.



Obr. 2.1 Schéma tratě s poutnickou stolicí

1 – karuselová pec, 2 – tlačka děrovací stolice, 3 – děrovací stolice, 4 – poutnická stolička,
5 – pila, 6 – tunelová pec, 7 – kalibrovací stolice, 8 - chlazení

Výchozím materiálem jsou kruhové sochory pro výrobu trubek malých a středních průměrů a kruhové ingoty pro výrobu trubek velkých průměrů. Sochory nebo ingoty se ohřejou v karuselové peci na děrovací teplotu, pomocí válečkových dopravníků se dopraví do děrovací stolice, kde vzniká z výchozího materiálu kosým válcováním tlustostěnný předvalek, který se v poutnické stolici vyválcuje na trubku.

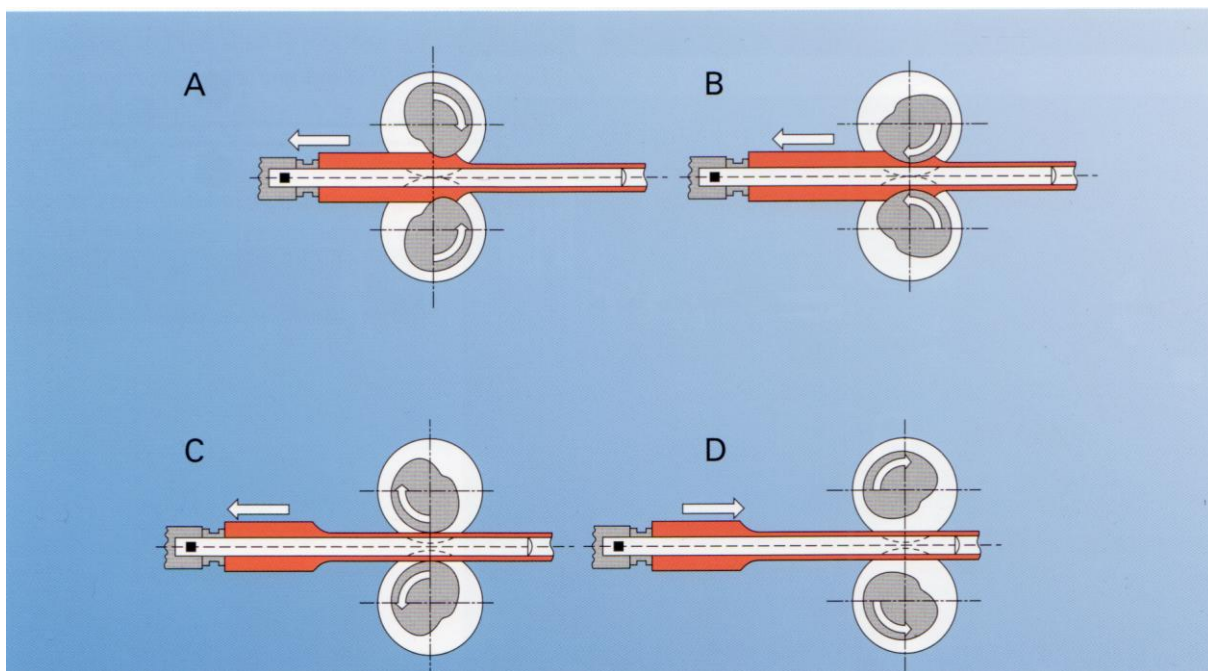
Vyválcována trubka se na pile zarovná na požadovaný rozměr a po opětovném ohřevu v tunelové peci na kalibrační teplotu proběhne kalibrace v kalibrační stolici.

Dispozice válcovací tratě „Velký Mannesmann“ je uvedena v příloze 1. Hlavní technologie, které se týkala rekonstrukce je tučněji, slaběji jsou naznačeny stávající technologie. Jeřáby jsou červeně jinak by zanikly a špatně by se hledaly. Kanalizace je zelená.

2.1.1 Průběh válcování

Tlustostěnný vyděrovaný předvalek, který je nasunutý na poutnickém trnu, se uloží do vodícího žlabu před poutnickou stolicí. Trn se upne do zámku podávacího přístroje, který podává trn s předvalem do válců a umožňuje i řídit pohyb trnu s provalkem.

Předvalek nasazený na trn je podávacím zařízením zasunut na přesně určenou vzdálenost mezi válce, za osu válcování, a to v okamžiku, kdy ve stolici probíhá otevřený kalibr - obr. 2.2. Při dalším otáčení zaberou válce provalek záběrovou částí pracovního kalibru, a to jeho malou část, která je postupně rozválcována mezi kalibrem válců a trnem - A. Při tom je provalek i s trnem sunut zpět, protože se válce otáčejí proti směru válcování, to znamená proti směru postupu trubky - B.



Obr. 2.2 Princip válcování na poutnické stolici

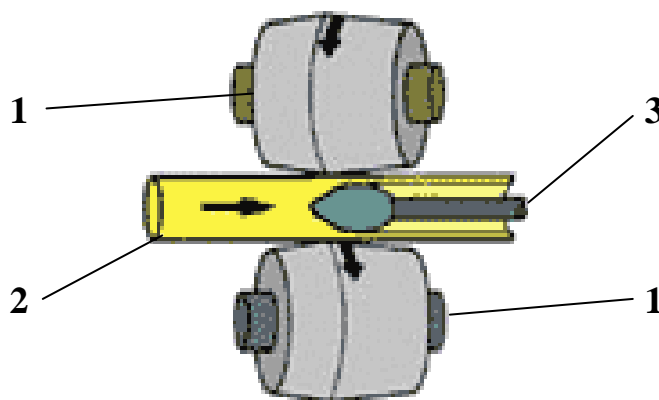
Když se válce poutnické stolice otočí o tolik, že válcovaný provalek vyjde z přechodu pracovního kalibru, je nad provalkem prázdný kalibr a trn je v zadní krajní poloze - C. Podávací zařízení posune trn s provalkem dopředu o vyválnovanou část a ještě o další délku podání a pootočí provalkem kolem jeho podélné osy - D. Nový záběr poutnických válců tedy začne na jiném místě provalku. Trubka se při tom postupně vysouvá z trnu.

Provalek nelze vyválnovat celý, protože by poutnické válce zachytily opěrný kroužek, který se vkládá před začátkem válcování, mezi provalek a zámek podávacího zařízení. Na vyválnované trubce zůstává tzv. poutnická hlava, která se odřezává za tepla na pile. V některých speciálních případech se z ní vytvoří pomocí dalšího úkonu hrdlo hrdlové trubky. Jelikož válce mají jen jediný kalibr, po opotřebení se musí vyměnit. Stejně tak se musí vyměnit i při každé změně vnějšího průměru trubky. Vnitřní průměr a tím i tloušťka stěny trubky je určena průměrem trnu.

2.2 Děrování kosým válcováním

Děrování je prvním výrobním úkonem při výrobě bezešvých trubek. Duté předvalky zhotovené děrováním musí vyhovovat následujícím požadavkům:

- musí mít požadované rozměry a tloušťku stěny
- vnitřní i vnější povrch musí být bez vad, s hladkými stěnami a rovnoměrnou tloušťkou
- musí být vyrobeny s dostatečnou rychlostí, aby nevychladly



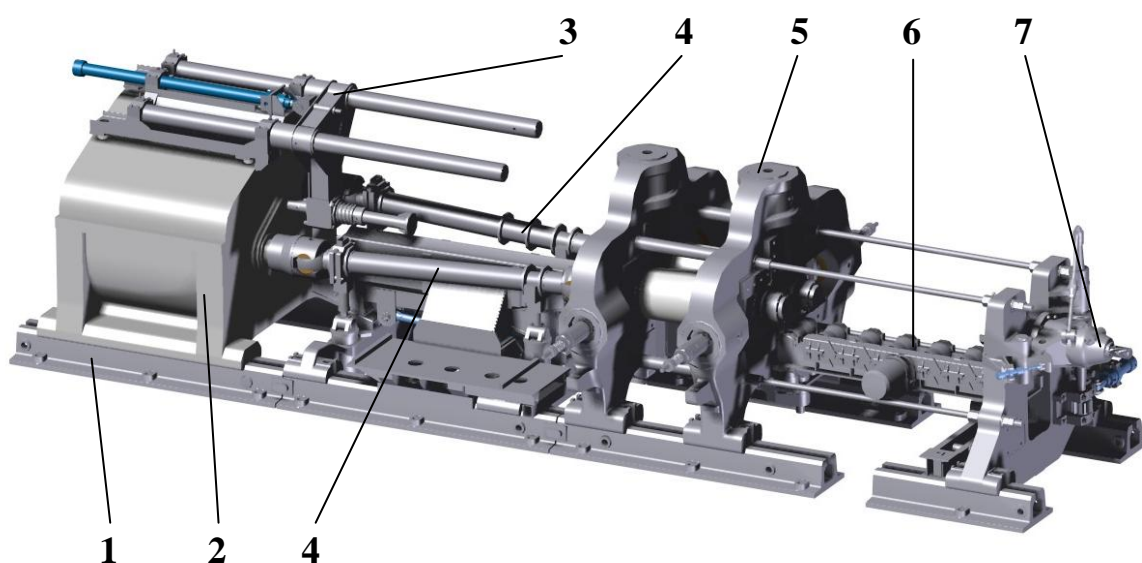
Obr. 2.3 Schéma děrování

1 – děrovací válce, 2 – děrovaný materiál, 3 – děrovací trn

Při děrování kosým válcováním se ohřátý kruhový sochor nebo ingot děruje mezi dvěma stejným směrem se otáčejícími dvojkuželovými válci a při tom se současně nasouvá na děrovací trn, který je také otočný na dlouhé trnové tyči. Schéma děrování je zobrazeno na obr. 2.3.

Děrovací válce mají povrch nebo jeho část ve tvaru dvoukužele a jsou nakloněny tak, že předvalek uvádějí do šroubovitého pohybu. Výsledný pohyb předvalku je po šroubovici, jejíž stoupání se řídí sklonem válců.

Větší a tenkostěnné duté předvalky nelze zhotovit jedním děrováním, protože by byl materiál příliš namáhán. Z tohoto důvodu se většinou děrování rozděluje na dva děrovací stroje, pouze tratě s poutnickými stolicemi se stavějí jen s jedním děrovacím strojem, protože pro další zpracování je potřeba předvalků s tlustší stěnou. V opačném případě se dvakrát děruje na téže stroji, a provalek se po prvním děrování trnem menšího průměru dohřeje v karuselové peci.



Obr. 2.4 Děrovací stolice

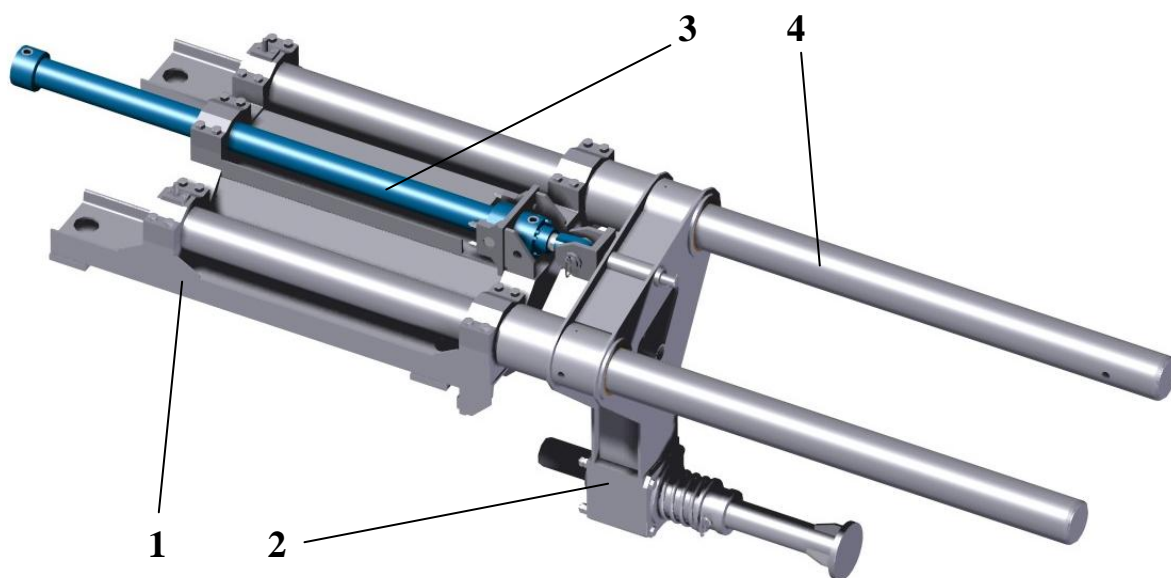
1 – rám, 2 – převodová skříň s elektromotorem, 3 – tlačka, 4 – kloubové hřídele,
5 – stojan s děrovacími válci, 6 – válečková dráha, 7 – stojan děrovacího trnu

Děrovací stolice, znázorněna na obr. 2.4, je stroj s mohutnými stojany, ve kterých jsou uloženy děrovací válce tak, že jejich osy jsou mimoběžné. Díky tomuto uložení a tvaru válců se prostor mezi nimi zmenšuje a tvoří veváděcí kalibr, za osou děrování se opět prostor mezi válci rozšiřuje. Do tohoto prostoru zasahuje děrovací trn, který plní funkci třetího válce a jehož úkolem je kalibrování a vyhlazení vnitřního povrchu vývalku. Základní rozměry děrovací stolice jsou uvedeny v příloze 2.

Sochor nebo ingot se ohřeje v karuselové peci na teplotu děrování a pomocí tlačky (obr. 2.5), se zasune mezi válce děrovací stolice. Pokud válce předvalek uchopí, uvedou jej do rotace. Tvar a uložení válců způsobuje, že je vtahován dále bez použití tlačky.

Pohon tlačky je tvořen přímočarým hydromotorem a jeho základní parametry jsou:

Maximální síla v ose pístnice:	170 kN
Rychlost vysouvání/zasouvání pístnice:	$0,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální systémový tlak:	18 MPa
Celkový zdvih:	2,6 m

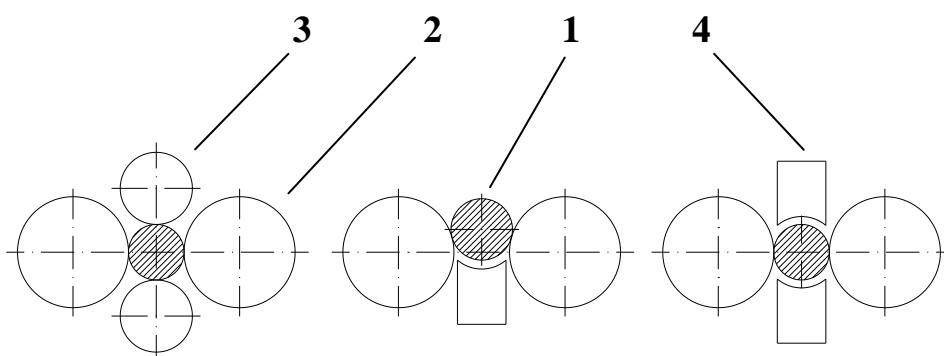


Obr. 2.5 Tlačka děrovací stolice

1 – rám, 2 – tlačka, 3 – přímočarý hydromotor, 4 – lineární vedení

Prostor mezi válci se však zúžuje, sochor je stlačován a částice materiálu se v místě dotyku přemísťují od obvodu do středu. Současně se však v místě přibližně kolmém přemísťují jiné částice do volnějšího prostoru mezi válci a vodítka nebo pevnými pravítky. Jejich umístění je zobrazeno na obr. 2.6. Tyto částice se přemísťují ze středu směrem k obvodu působením vznikajících tahových sil.

Při rychlém otáčení předvalku vznikají ve velmi malém časovém intervalu ve stejném místě průřezu střídavě tlakové a tahové síly. Tím se začne ve středu provalku materiál rozvolňovat a vytvoří se dutina. Tato dutina se začíná tvořit již před rovinou děrování, před nejužším místem kalibru. Dutina se tvoří i bez děrovacího trnu, ale její povrch je velmi nepravidelný a silně se okysličuje. Tím se na vnitřní straně tvoří šupiny.



Obr. 2.6 Umístění vodítek

1 – děrovaný sochor, 2 – děrovací válce, 3 – vodící válečky, 4 – pravítka

3 Návrh alternativ řešení a jejich porovnání

3.1 Volba pracovní kapaliny

Pracovní kapalinu do hydraulického systému vzhledem k okolnímu prostředí válcovny a charakteru výroby je vhodné volit ze skupiny těžko zápalných nebo nehořlavých. Zde se nabízí kapaliny HFC a HFD.

Kapaliny HFC jsou tvořeny roztoky polymerů ve vodě, mají dobrý průběh viskozity na teplotě, ale bohužel velkou závislost viskozity na tlaku, což má za následek snížení maximálního pracovního tlaku v obvodech, zejména s ohledem na hydrogenerátory. Velkou nevýhodou je maximální provozní teplota 40°C.

Ze syntetických kapalin třídy HFD se nejvíce v praxi prosadil ester kyseliny fosforečné bez chlorovaných uhlovodíků. Tyto kapaliny mají antikorozi účinky a výbornou mazací schopnost. Jsou náchylné na přítomnost vody v níž hydrolyzují. Reagují s kovovým povrchem a s kovem tvoří fosfory a fosfáty s protioděrovými účinky.

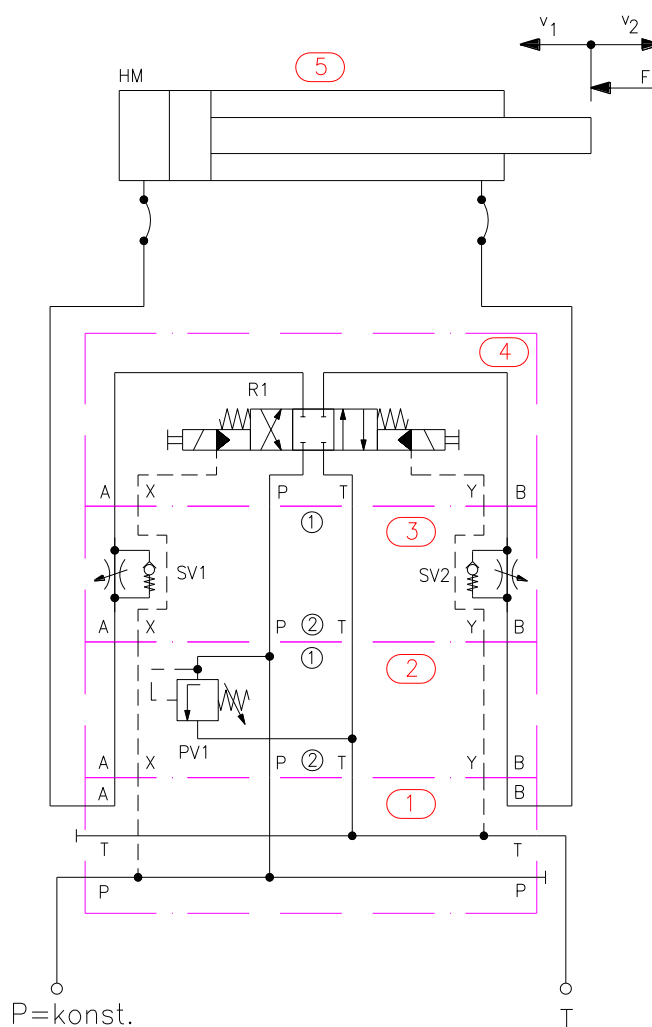
Maximální doporučená provozní teplota se pohybuje okolo 60°C. Značnou nevýhodou těchto kapalin je jejich agresivní účinek na povrchy vyrobené z NBR pryže. Z tohoto důvodu musí být veškeré prvky hydraulického obvodu osazeny těsněním s fluorovaných materiálů (např. Viton), což sebou přináší vyšší pořizovací náklady.

Volím kapalinu Mobil Pyrotec HFD 46

Viskózní třída ISO	VG 46
Viskozita při 40 °C	43,4 mm ² .s ⁻¹
Viskozita při 100 °C	5 mm ² .s ⁻¹
Bod tuhnutí	-20 °C
Bod vzplanutí	246 °C
Hustota	1250 kg.m ⁻³

3.2 Návrh obvodu s klasickou řídicí technikou

Jako první varianta je zvolen obvod s klasickou ventilovou technikou - obr. 3.1. Výkonný hydraulický člen je přímočarý hydromotor fy Rexroth pozice 5, určený pro činnost v těžkých hutních provozech. Hydraulické prvky určené k ovládání parametrů přímočarého hydromotoru jsou umístěny v jednom rozvodném bloku. Pojistný ventil PV1 slouží k nastavení maximálního systémového tlaku. Hlavní řídicí člen je čtyřcestný třípolohový rozváděč s uzavřeným středem pozice 4. K regulaci rychlosti zasouvání a vysouvání přímočarého hydromotoru je blok osazen škrticími ventily SV1 a SV2, kvůli větší tuhosti systému a omezení stick-slip efektu jsou zapojeny se škrcením na výstupu.

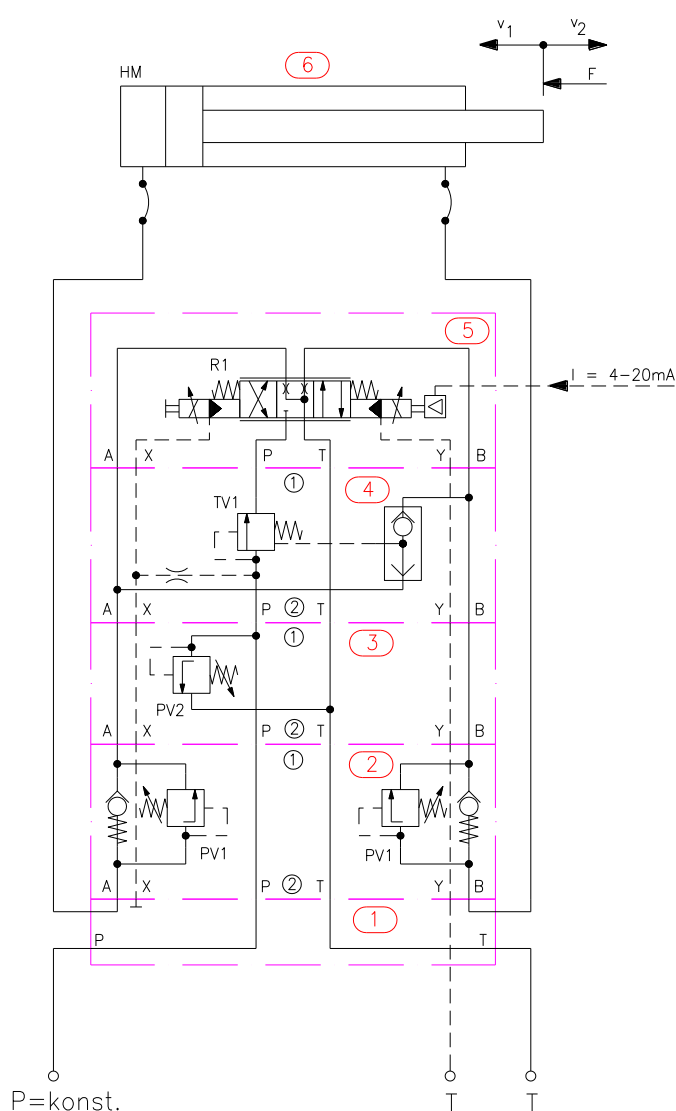


Obr. 3.1 Obvod s klasickou ventilovou technikou

1 – připojovací blok, 2 – pojistný ventil, 3 – škrticí ventily s obtokem,
4 – rozváděč, 5 – přímočarý hydromotor

3.3 Návrh obvodu s proporcionální řídicí technikou

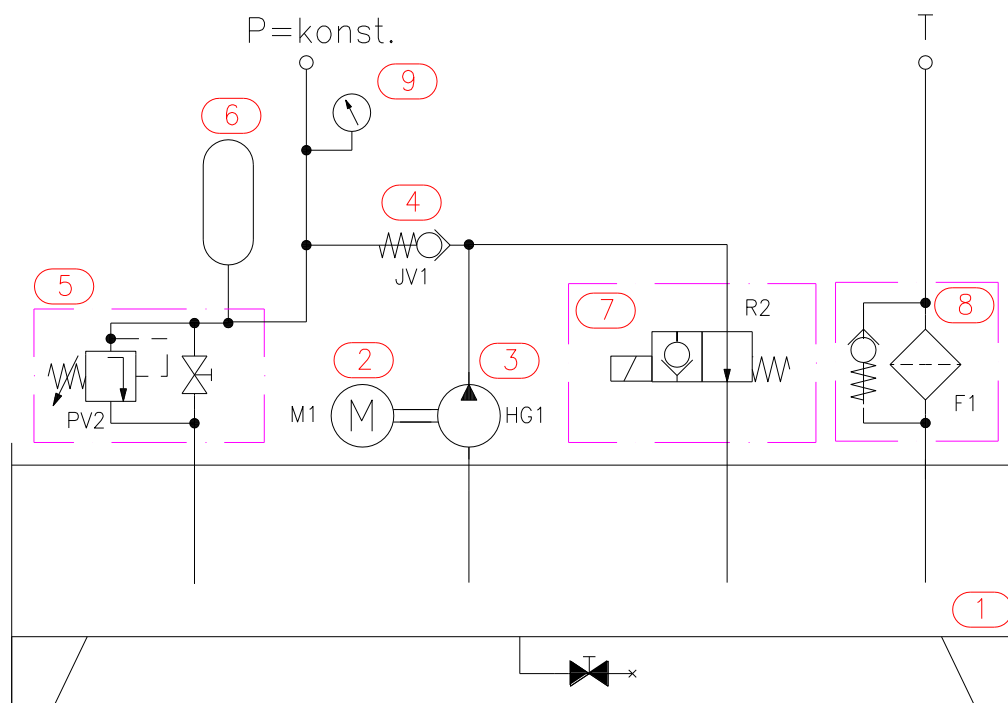
Druhou variantou je odvod s proporcionálním rozvaděčem - obr. 3.2. Výkonový člen je opět přímočarý hydromotor fy Rexroth pozice 6, konstruovaný pro činnost v těžkých provozech. Rozvodný blok je osazen pojistným ventilem PV2 s funkcí nastavení maximálního systémového tlaku. Dvoucestnou tlakovou váhou TV1, která slouží jako kompenzace kolísání tlaku vlivem změny zatížení. Hlavním řídicím a hradícím prvkem – proporcionálním rozvaděčem R1 a tlakovými ventily PV1. Tlakové ventily jsou osazeny z důvodu předepnutí větví A, B za účelem zvýšení tuhosti systému.



Obr. 3.2 Obvod s proporcionálním rozvaděčem

1 – připojovací blok, 2 – tlakové ventily, 3 – pojistný ventil,
4 – dvoucestná tlaková váha, 5 – proporcionální rozvaděč, 6 – přímočarý hydromotor

3.4 Návrh agregátu s neregulačním hydrogenerátorem



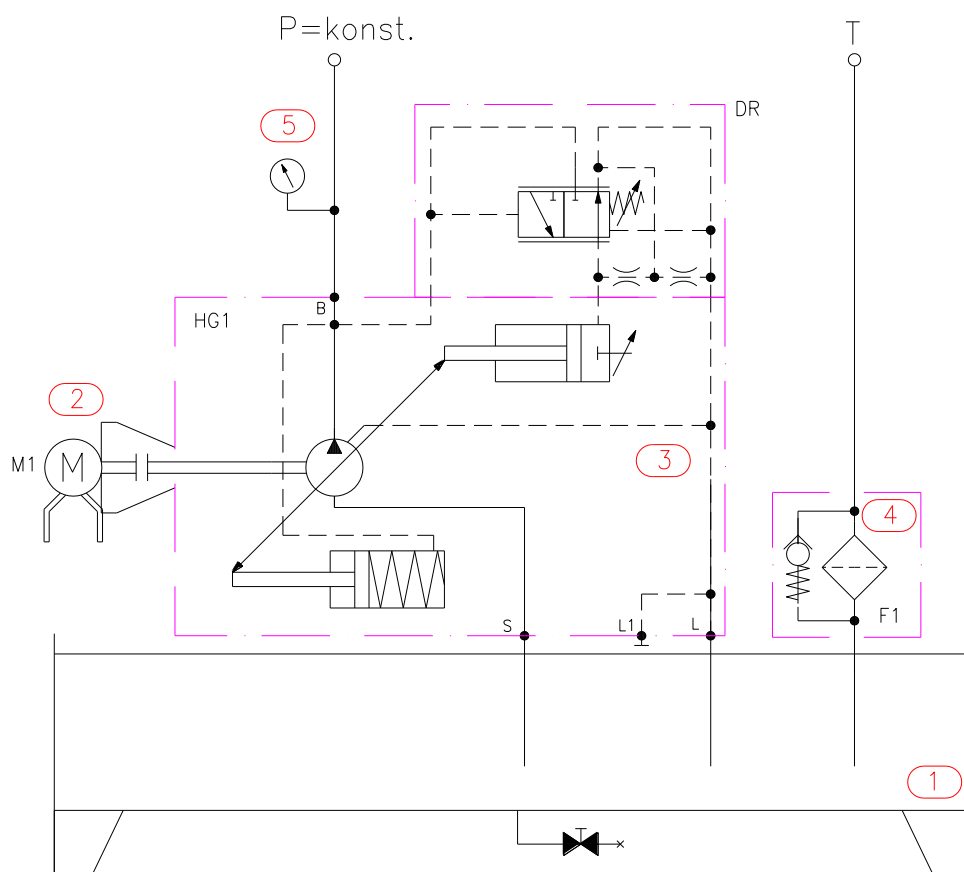
Obr. 3.3 Pohonná jednotka s neregulačním hydrogenerátorem

1 – nádrž s příslušenstvím, 2 – elektromotor, 3 – hydrogenerátor, 4 – jednosměrný ventil, 5 – pojistný blok akumulátoru, 6 – akumulátor, 7 – odlehčovací ventil, 8 – filtr s obtokem, 9 – manometr

První varianta pohonné jednotky je uvedena na obr. 3.3. Konstantní tlakovou energii obstarává pohonná jednotka s neregulačním hydrogenerátorem pozice 2, 3 a vakovým akumulátorem pozice 6 osazeným pojistným blokem s vypouštěcím ventilem pozice 5. U tohoto zapojení musí být řídicí hydraulický rozváděč s uzavřeným středem, aby přes něj nedocházelo k vybití akumulátoru. Ventil R2 slouží k odlehčení hydrogenerátoru.

Hydraulické prvky a zařízení obvodu jsou umístěny na víku nádrže 1. Na víku nádrže agregátu je dále umístěna pohonná jednotka, odpadní filtr s obtokem, tlakový snímač pro ovládání odlehčovacího ventilu a příslušenství nádrže (nalévací otvor s odvzdušněním, snímače hladiny a teploty, topná spirála).

3.5 Návrh agregátu s regulačním hydrogenerátorem



Obr. 3.4 Pohonná jednotka s regulačním hydrogenerátorem

1 – nádrž s příslušenstvím, 2 – elektromotor, 3 – regulační hydrogenerátor,
4 – filtr s obtokem, 5 – manometr

Druhá varianta návrhu pohonné jednotky je uvedena na obr. 3.4. Pohonná jednotka se skládá z elektromotoru M1 a regulačního hydrogenerátoru HG1 s DR regulací, což je regulace na konstantní tlak.

Rozvodné bloky, pohonná jednotka a odpadní filtr jsou umístěny na víku nádrže 1. Nádrž agregátu je opět osazena nalévacím otvorem s odvzdušněním, snímači hladiny a teploty, topnou spirálou.

3.6 Porovnání variant

Hlavním předpokladem pohonu tlačky děrovací stolice je plynulost rozjezdu a chodu s možností regulace rychlosti přímočarého pohybu tlačky.

Z ekonomického hlediska obvod s klasickou ventilovou technikou je mnohem výhodnější. U varianty s použitím klasického rozváděče nedosáhneme plynulého rozjezdu, nýbrž skokové změny. Pomocí škrtících ventilů, u nichž závisí velikost průtoku na tlakových poměrech, se nám nepodaří zajistit plynulost chodu s proměnnou zátěží. Při nárůstu zatížení, a tím tlaku ve větvi přímočarého hydromotoru průtok klesá, v důsledku čehož klesá jeho rychlost. Při klesajícím zatížení průtok narůstá. Tento systém regulace je využitelný pouze tehdy, když zatížení nekolísá a není požadována plynulost chodu. Další nevýhodou je nebezpečí multiplikace tlaku v oblasti mezikruží přímočarého hydromotoru.

Varianta s proporčním rozváděčem nabízí pomocí elektrického signálu malého výkonu plynule řídit rychlost a sílu přímočarého hydromotoru, současně může být řízeno zrychlení nebo zpomalení. I přes tyto vlastnosti jsou proporční rozváděče v principu jen škrtícími ventily, u kterých také závisí velikost průtoku na tlakových poměrech. Proto je obvod doplněn dvoucestnou tlakovou váhou, která slouží jako kompenzace kolísání tlaku vlivem změny zatížení. Proporční technika nevyžaduje zvýšené nároky na čistotu kapaliny. Nevýhodou jsou několikanásobně vyšší pořizovací náklady.

U první varianty zdroje konstantního tlaku je použita kombinace neregulačního hydrogenerátoru a akumulátoru, který zároveň slouží jako tlumič pulsací. Aby nedocházelo k vybíjení akumulátoru musí mít řídicí rozváděč šoupátko s uzavřeným středem, což sebou přináší nutnost odlehčování hydrogenerátoru pomocí rozváděče R2.

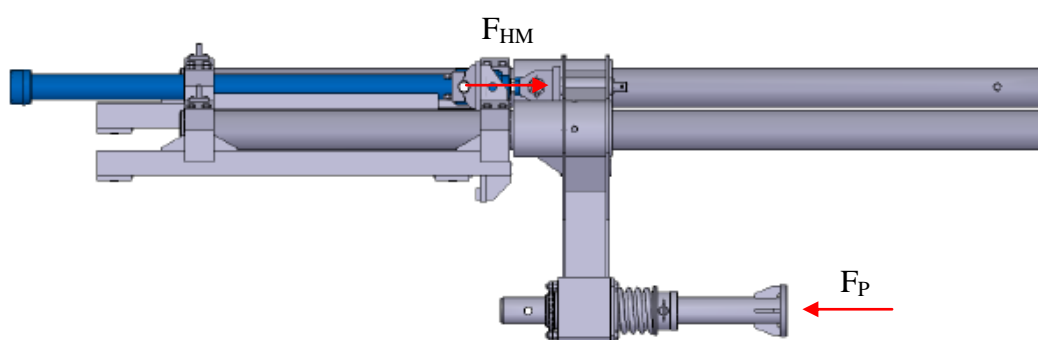
Nutnost odlehčování odpadá u varianty s regulačním hydrogenerátorem, ovšem potřeba použití akumulátoru závisí na rychlosti náběhu hydrogenerátoru a doby přestavení šoupátka řídicího rozváděče. Pokud je rychlost náběhu hydrogenerátoru menší než doba přestavení rozváděče je akumulátor nezbytný. Akumulátor menšího objemu může být použit pro tlumení pulsací při náběhu hydrogenerátoru.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem i přes vyšší pořizovací náklady volím variantu s proporčním rozváděčem a pohonnou jednotkou s regulačním hydrogenerátorem. Funkční schéma hydraulického obvodu je uvedeno v příloze 3.

4 Výpočet obvodu v ustáleném stavu

4.1 Výpočet parametrů přímočarého hydromotoru

Ohřátý předvalek, který je dopraven do válečkového lože děrovací stolice se pomocí tlačky zasune mezi válce děrovací stolice. Pohyb tlačky je vyvozován přímočarým hydromotorem – viz obrázek 4.1. Na níže uvedeném obrázku jsou také znázorněny síly působící na tlačku děrovací stolice.



Obr. 4.1 Síly působící na tlačku

F_P – zatěžující síla, F_{HM} – síla přímočarého hydromotoru

Výpočet zatěžující síly od předvalku F_P

Jelikož síla přímočarého hydromotoru v ose pístnice je zadaná, bude se maximální povolená zatěžující síla rovnat:

- a) V ideálním případě, zanedbáme-li odpor proti pohybu daný třením v lineárním vedení tlačky.

$$F_P = F_{HM}$$

kde: F_P – maximální zatěžující síla [N]

F_{HM} – síla přímočarého hydromotoru [N]

b) V reálném případě nelze vliv třecích sil zcela zanedbat a budu předpokládat, že ztráta třením nebude vyšší než 5 % z celkové síly přímočarého hydromotoru. Tuto skutečnost vyjádřím pomocí koeficientu $k = 0,95$ [-].

$$F_p = F_{HM} \cdot k = 170000 \cdot 0,95 = \underline{\underline{161500 \text{ N}}} \quad (4.1.1)$$

Výpočet průměru pístu hydromotoru

tlak v hydraulickém obvodu

$$p_g = 18 \text{ MPa}$$

plocha pístu

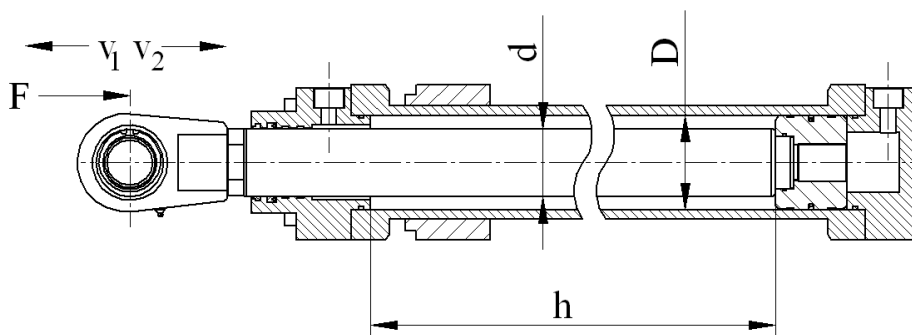
$$S_t = \frac{F_{HM}}{p_g \cdot \eta_{mp}} = \frac{170000}{18 \cdot 10^6 \cdot 0,96} = 9,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \underline{\underline{98,3 \text{ mm}^2}} \quad (4.1.2)$$

η_{mp} - volím 0,96

kde: η_{mp} - mechanicko-tlaková účinnost [-]

průměr pístu

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 98,3}{\pi}} = \underline{\underline{112 \text{ mm}}} \quad (4.1.3)$$



Obr. 4.2 Parametry přímočarého hydromotoru

Z katalogu přímočarých hydromotorů firmy Rexroth volím typ:

CDH1 MT4/125/90/2600

Základní zástavové rozměry zvoleného přímočarého hydromotoru jsou uvedeny v příloze 4.

Hlavní parametry hydromotoru:

- Průměr pístu	$D = 125 \text{ mm}$
- Průměr pístnice	$d = 90 \text{ mm}$
- Maximální zdvih	$h = 2600 \text{ mm}$
- Jmenovitý/zkušební tlak	$p = 25 / 37,5 \text{ MPa}$
- Maximální síla v ose pístnice	$F = 306800 \text{ N}$
- Maximální rychlost vysouvání/zasouvání	$v_1 = v_2 = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

4.2 Návrh proporcionálního rozváděče

Výpočet funkčních ploch PČH

plocha pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = \underline{\underline{12272 \text{ mm}^2}} \quad (4.2.1)$$

plocha mezikruží

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (125^2 - 90^2) = \underline{\underline{5910 \text{ mm}^2}} \quad (4.2.2)$$

Výpočet potřebného tlaku v PČH

$$\Delta p_{M1} = \frac{F_{HM1}}{S_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{170000}{12,272 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96} = \underline{\underline{14,4 \text{ MPa}}} \quad (4.2.3)$$

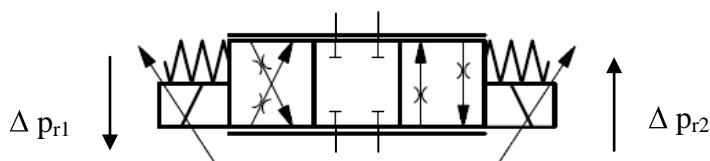
$$\Delta p_{M2} = \frac{F_{HM2}}{S_2 \cdot \eta_{mp}} = \frac{85000}{5,91 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96} = \underline{\underline{14,9 \text{ MPa}}} \quad (4.2.4)$$

Požadovaný systémový tlak

Hodnota systémového tlaku p_G musí být vyšší než maximální potřebný tlak Δp_{M2} , z tohoto důvodu systémový tlak $p_G = 18 \text{ MPa}$ splňuje podmínku $p_G \succ \Delta p_{M2}$.

K zabezpečení konstantního tlaku je zvolen regulační hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak.

Výpočet tlaku mařeného na šoupátku proporcionálního ventilu



Obr. 4.3 Proporcionální rozváděč - schéma

$$\Delta p_{r1} = p_g - \Delta p_{M1} - \Delta p_{PV1} = 18 - 14,4 - 2 = \underline{\underline{1,6 \text{ MPa}}} \quad (4.2.5)$$

$$\Delta p_{r2} = p_g - \Delta p_{M2} - \Delta p_{PV1} = 18 - 14,9 - 2 = \underline{\underline{1,1 \text{ MPa}}} \quad (4.2.6)$$

kde: $\Delta p_{r1}, \Delta p_{r2}$ - tlakový spád na šoupátku rozváděče [Pa]

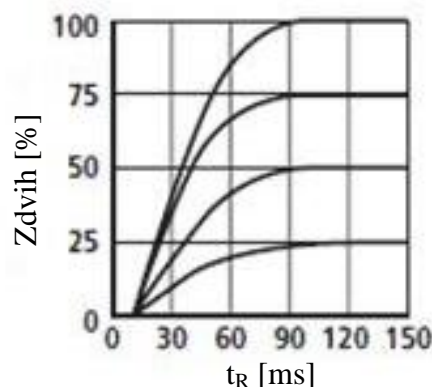
p_g - systémový tlak [Pa]

$\Delta p_{M1}, \Delta p_{M2}$ - tlakový spád na hydromotoru [Pa]

Δp_{PV1} - tlakový spád na pojistném ventilu [Pa]

Výpočet času potřebného pro přestavení PČH

Pro ovládání PČH volím nepřímý řízený proporcionální ventil, u kterých je doba přestavení z 0 na 100% zdvihu při skokové změně vstupního řídicího signálu a viskozitě oleje $40 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ u světlostí do DN 25 cca $t_R = 125 \text{ ms} = 0,125 \text{ s}$, závislost je znázorněna na obrázku 4.4.



Obr. 4.4 Závislost zdvihu na době přestavení rozváděče

Doba pro vysunutí PČH

$$T_1 = \frac{h}{v_1} = \frac{2,6}{0,17} = \underline{\underline{15,3 \text{ s}}} \quad (4.2.7)$$

Doba pro zasunutí PČH

$$T_2 = \frac{h}{v_2} = \frac{2,6}{0,17} = \underline{\underline{15,3 \text{ s}}} \quad (4.2.8)$$

Výpočet ustáleného času

Pro výpočet ustálených časů, musíme odečíst doby náběhů ventilu a upravíme v grafu rychlostí a náběhů, viz obr. 4.5.

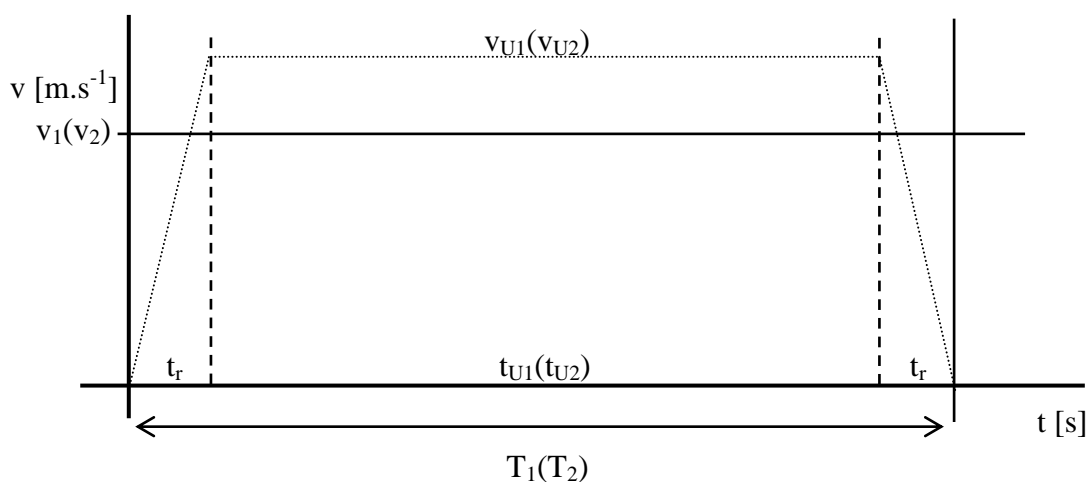
$$t_{U1} = T_1 - 2 \cdot t_R = 15,3 - 2 \cdot 0,125 = \underline{\underline{15,05 \text{ s}}} \quad (4.2.9)$$

$$t_{U2} = T_2 - 2 \cdot t_R = 15,3 - 2 \cdot 0,125 = \underline{\underline{15,05 \text{ s}}} \quad (4.2.10)$$

Abychom dodrželi vypočtené časy t_U , musíme zvýšit rychlosti v_1 a v_2 na v_{U1} a v_{U2} .

$$v_{U1} = \frac{h}{\frac{1}{2}t_R + t_{U1} + \frac{1}{2}t_R} = \frac{h}{t_R + t_{U1}} = \frac{2,6}{0,125 + 15,05} = \underline{\underline{0,171 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (4.2.11)$$

$$v_{U2} = \frac{h}{\frac{1}{2}t_R + t_{U2} + \frac{1}{2}t_R} = \frac{h}{t_R + t_{U2}} = \frac{2,6}{0,125 + 15,05} = \underline{\underline{0,171 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (4.2.12)$$



Obr. 4.5 Průběh rampové funkce

Výpočet zrychlení a zpomalení

$$a_1 = \frac{v_{U1}}{t_r} = \frac{0,171}{0,125} = \underline{\underline{1,368 \text{ ms}^{-2}}} \quad (4.2.13)$$

$$a_2 = \frac{v_{U2}}{t_r} = \frac{0,171}{0,125} = \underline{\underline{1,368 \text{ ms}^{-2}}} \quad (4.2.14)$$

Výpočet dynamického tlaku

- tlak nutný k překonání dynamické síly vzniklé zrychlením břemene

$$F_D = m \cdot a \quad (4.2.15)$$

$$p_{D1} = \frac{m \cdot a_1}{S_1} = \frac{1000 \cdot 1,368}{12,272 \cdot 10^{-3}} = 111473 \text{ Pa} = \underline{\underline{0,11 \text{ MPa}}} \quad (4.2.16)$$

$$p_{D2} = \frac{m \cdot a_2}{S_2} = \frac{1000 \cdot 1,368}{5,91 \cdot 10^{-3}} = 231472 \text{ Pa} = \underline{\underline{0,23 \text{ MPa}}} \quad (4.2.17)$$

Dynamický tlak p_D , potřebný pro rozběh PČH po stanovené rampě musí být menší než tlak mařený na šoupátku rozváděče Δp_r :

$$p_{r1} \geq p_{D1} \quad 1,6 \text{ MPa} \geq 0,11 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

$$p_{r2} \geq p_{D2} \quad 1,1 \text{ MPa} \geq 0,23 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Výpočet potřebných průtoků

$$Q_1 = S_1 \cdot v_{U1} = 12,272 \cdot 10^{-3} \cdot 0,171 = 0,002099 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{125,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (4.2.18)$$

$$Q_2 = S_2 \cdot v_{U2} = 5,91 \cdot 10^{-3} \cdot 0,171 = 0,00101 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{60,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (4.2.19)$$

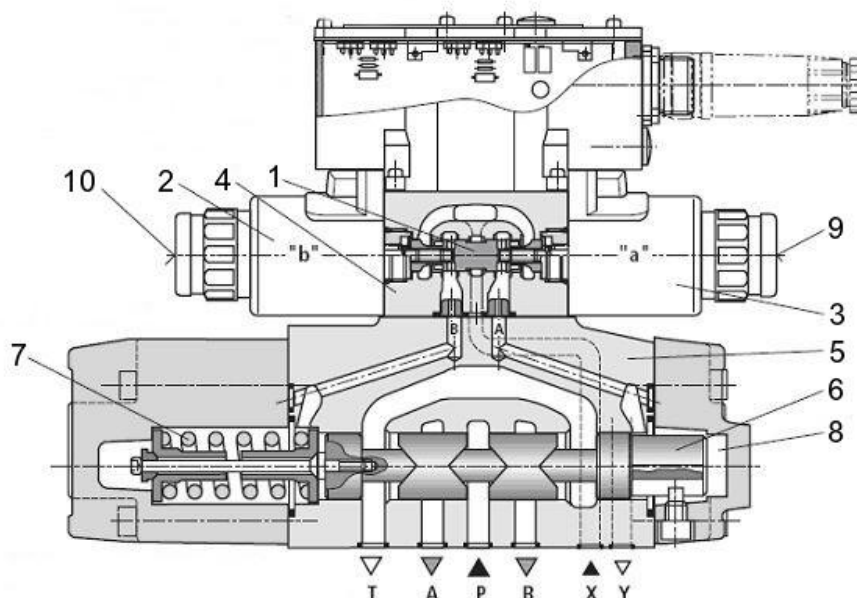
4.2.1 Volba proporcionálního rozváděče

Hledáme vhodný proporcionální rozváděč pro systémový tlak $\Delta p = 18 \text{ MPa}$ a průtok $Q_{\max} = 125,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Výše zadaným parametrům vyhovuje proporcionální rozváděč:

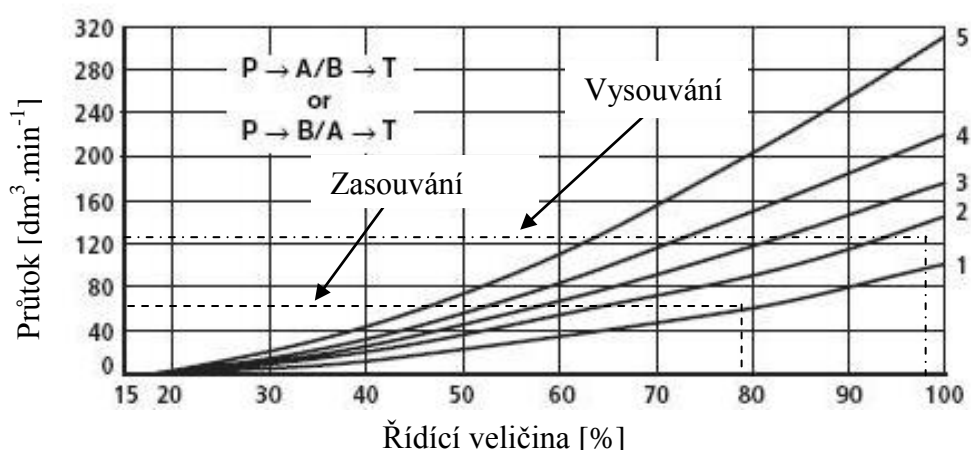
Bosch-Rexroth 4WRZE 16 W8 100-7X/ET G24 N9 K31/F1 V

Je to nepřímý řízený proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou a jmenovitou světlostí NG 16. Nominálním průtokem $Q_{\text{nom}} = 100 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při $\Delta p = 1 \text{ MPa}$. Vnitřní uspořádání rozváděče je na obr. 4.6



Obr. 4.6 Vnitřní uspořádání rozváděče

- 1 – řídicí šoupátko, 2,3 – silové elektromagnety, 4 – první stupeň, dvojitý redukční ventil,
5 – druhý stupeň, rozváděč s větší světlostí, 6 – hlavní šoupátko, 7 – pružina,
8 – tlaková komora, 9 – manuální ovládání ventilu

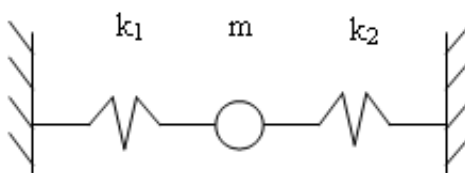


Obr. 4.7 Průtoková charakteristika rozváděče

Z grafu na obr. 4.7 je zřejmé, že procentuální rozsah vstupního proudu rozváděče je pro režim zasouvání i vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru dostačující.

4.2.2 Výpočet vlastní frekvence hydromotoru se zátěží

Hmotná zátěž spolu se stlačitelnou kapalinou v hydromotoru a přírodních vedeních tvoří kmitavý systém, který zjednodušeně modelujeme jako mechanický kmitavý systém znázorněný na obr. 4.8, tvořený hmotným bodem o hmotnosti m a nehmotnými pružinami s tuhostí k_1 , k_2 . Se změnou polohy pístu se mění i tuhosti pružin k_1 , k_2 , celková tuhost i vlastní frekvence.



Obr. 4.8 Mechanický kmitavý systém

Výpočet tuhostí pružin

$$k_1 = \frac{S_1^2 \cdot K}{V_A + V_{L1}} \quad (4.2.20)$$

$$k_1 = \frac{4 \cdot S_1^2 \cdot K}{S_1 \cdot h + \pi \cdot d_p^2 \cdot l_1} = \frac{4 \cdot 0,012272^2 \cdot 1 \cdot 10^9}{0,012272 \cdot 0 + \pi \cdot 0,024^2 \cdot 5} = \underline{\underline{66614466 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

$$k_2 = \frac{S_2^2 \cdot K}{V_B + V_{L2}} \quad (4.2.21)$$

$$k_2 = \frac{4 \cdot S_2^2 \cdot K}{S_2 \cdot h + \pi \cdot d_p^2 \cdot l_2} = \frac{4 \cdot 0,00591^2 \cdot 1 \cdot 10^9}{0,00591 \cdot 2,6 + \pi \cdot 0,024^2 \cdot 8} = \underline{\underline{4682817 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

Výsledná tuhost pružin

$$k = k_1 + k_2 = 66614466 + 4682817 = \underline{\underline{71297283 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}} \quad (4.2.22)$$

kde:	S_1, S_2 - účinná plocha pístu	$[m^2]$
	V_A, V_B - objem kapaliny v prostoru z jedné strany pístu	$[m^3]$
	V_{L1}, V_{L2} - objem kapaliny ve vedení	$[m^3]$
	l_1, l_2 - délka vedení	$[m]$
	K - modul objemové stlačitelnosti kapaliny	$[Pa]$
	d_p - světlost potrubí	$[m]$

Výpočet vlastní frekvence

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_z}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{71297283}{1149}} = \underline{\underline{39,6 \text{ Hz}}} \quad (4.2.23)$$

kde: m_z - hmotnost pístu, pístnice a zátěže $[kg]$

Výpočet budicí frekvence

Frekvence budícího signálu f_B musí být minimálně 3x nižší než frekvence f_0 , aby nenastala rezonance.

$$f_B \leq \frac{1}{3} f_0 \Rightarrow f_B \leq \frac{f_0}{3} = \frac{39,6}{3} = \underline{\underline{13,2 \text{ Hz}}} \quad (4.2.24)$$

Výpočet vlastní kruhové frekvence HM

$$\varpi_B = 2\pi \cdot f_B = 2\pi \cdot 13,2 = \underline{\underline{82,9 \text{ s}^{-1}}} \quad (4.2.25)$$

Výpočet časové konstanty

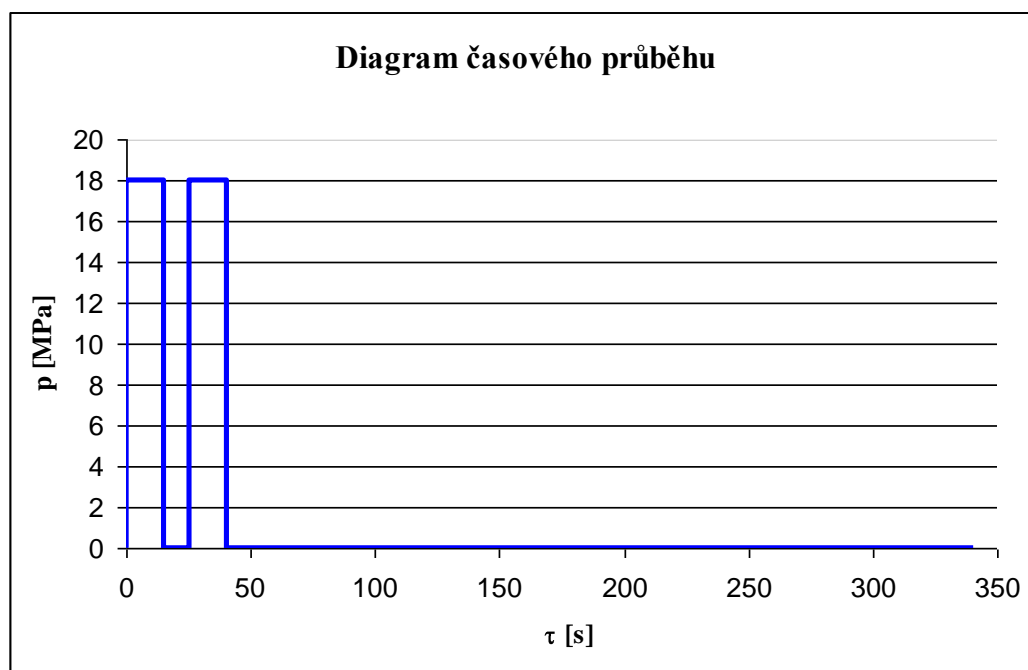
$$T_B = \frac{1}{\varpi_B} = \frac{1}{82,9} = \underline{\underline{0,012 \text{ s}}} \quad (4.2.26)$$

Doba rozběhu a brzdění, která je nastavená na elektronické kartě jako dobu poklesu nebo nárůstu rampové funkce, volím minimálně 6x vyšší. Doba trvání rampové funkce t_B musí být kratší než doba přestavení šoupátka t_r .

$$t_B \geq 6 \cdot T_B = 6 \cdot 0,012 = \underline{\underline{0,072 \text{ s} \dots \text{vyhovuje}}} \quad (4.2.27)$$

4.3 Tepelný výpočet obvodu

Pro výpočet energeticko tepelné bilance pohonu budeme vycházet z diagramu časového průběhu tlaku, uvedeného na obrázku 4.9.



Obr. 4.9 Diagram časového průběhu tlaku

Tab. 4.1 Tlak v jednotlivých úsecích

Úsek	Tlak p_i [MPa]	Čas τ_i [s]
1.	18	15,3
2.	0	10
3.	18	15,3
4.	0	300

Výpočet ekvivalentního výkonu

Pomocí níže uvedených vztahů jsem vypočítal velikost ekvivalentního výkonu, jehož hodnota je uvedena v tabulce 4.2.

$$P_{li} = p_i \cdot n \cdot V_g \quad (4.3.1)$$

$$P_{Ekv} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_{li}^2 \cdot \tau_i}{\sum_{i=1}^n \tau_i}} = \sqrt{\frac{P_{11}^2 \cdot \tau_1 + P_{12}^2 \cdot \tau_2 + P_{13}^2 \cdot \tau_3 + P_{14}^2 \cdot \tau_4}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4}} \quad (4.3.2)$$

kde: P_{li} - výkon v jednotlivých úsecích [W]
 p_i - tlak v jednotlivých úsecích [MPa]
 n - otáčky elektromotoru [min^{-1}]
 V_g - geometrický objem hydrogenerátoru [m^3]
 τ_i - doba trvání jednotlivého úseku [s]

Tab. 4.2 Ekvivalentní výkon

	Tlak p_i [MPa]	Čas τ_i [s]	Výkon P_{li} [kW]	Výkon P_{ekv} [kW]
1.	18	15,3	43,5	13,04
2.	0	10	0	
3.	18	15,3	43,5	
4.	0	300	0	

Ztrátový výkon

Pro správné dimenzování pohonu s přihlédnutím k jeho provoznímu režimu musíme znát množství tepla, na které se přemění mařená energie. Toto množství tepla je úměrné ztrátovému výkonu.

$$\phi = P_Z = P_{Ekv} \cdot (1 - \eta_C) = 13040 \cdot (1 - 0,86) = 1883 \text{ W} \approx \underline{\underline{2 \text{ kW}}} \quad (4.3.3)$$

kde: η_C - celková účinnost [-]

Ustálená teplota

Pro výpočet ustálené teploty oleje v obvodu je použit následující vztah a průběh je znázorněn na obrázku 4.10.

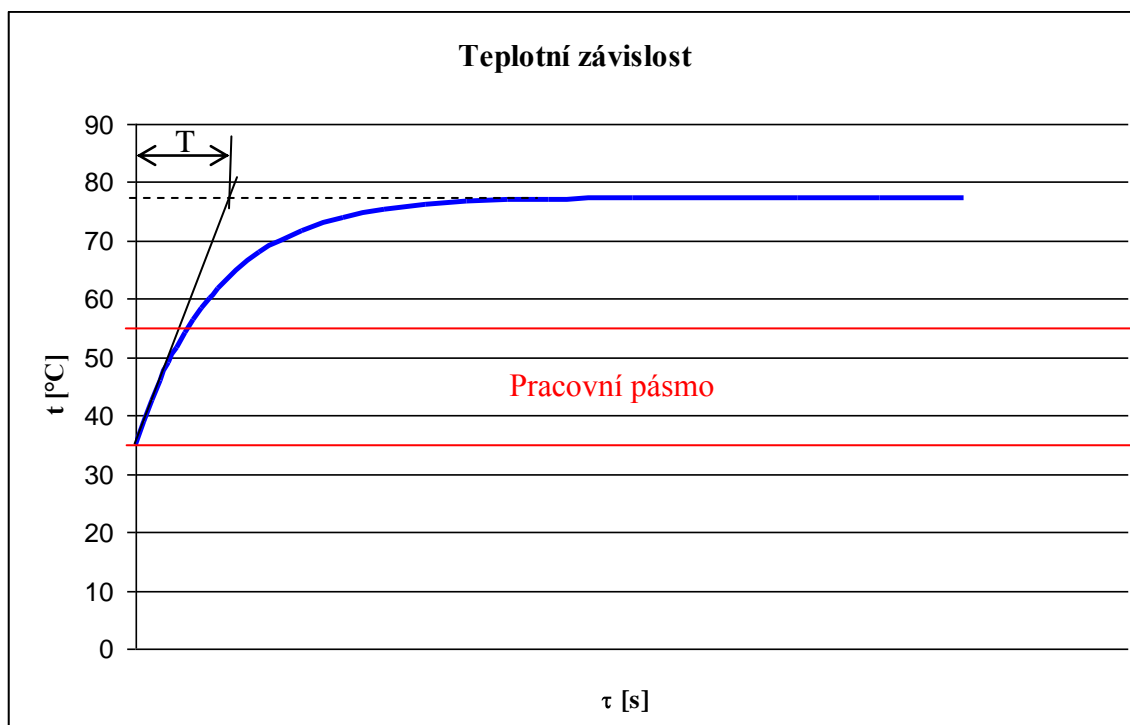
$$t_u = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) \quad (4.3.4)$$

kde: t_0 - počáteční teplota [°C]
 ϕ - celkový tepelný tok [W]
 k_N - součinitel prostupu tepla (volím 12) [W.m⁻².K⁻¹]
 S_N - teplosměnná plocha nádrže [m²]
 T - časová konstanta [s]

Časová konstanta

$$T = \frac{m_o \cdot c_o + m_m \cdot c_m}{k_N \cdot S_N} = \frac{(0,4 \cdot 870) \cdot 1800 + 450 \cdot 450}{12 \cdot 3,7} = \underline{\underline{18669 \text{ s}}} \quad (4.3.5)$$

kde: m_o - hmotnost olejové náplně [kg]
 c_o - měrná tepelná kapacita oleje [J.kg⁻¹.K⁻¹]
 m_m - hmotnost všech kovových částí obvodu [kg]
 c_m - měrná tepelná kapacita oceli [J.kg⁻¹.K⁻¹]
 k_N - součinitel prostupu tepla (volím 12) [W.m⁻².K⁻¹]
 S_N - teplosměnná plocha nádrže [m²]



Obr. 4.10 Oteplovací křivka

Maximální povolená teplota oleje $t_1=50^\circ\text{C}$. Z obrázku 4.10 vidíme, že ustálená hodnota teploty se blíží k 80°C , proto musíme v obvodu použít chladič.

4.3.1 Výpočet chlazení

Tepelná hodnota ztrátového výkonu v ustáleném stavu bude v rovnováze s teplem, které je vyzařováno do okolí. Pokud se tato rovnováha poruší, bude se zařízení ochlazovat nebo ohřívat. V tomto případě bude docházet k ohřívání systému.

Pomocí níže uvedeného vztahu vypočítáme tepelný tok, který musí být odveden ze systému pomocí chladiče.

$$\phi_{CHL} = \phi - k_N \cdot S_N \cdot (t_1 - t_0) \quad (4.3.6)$$

$$\phi_{CHL} = 1883 - 12 \cdot 3,7 \cdot (50 - 35) = 1217 \text{ W} \approx \underline{\underline{1,2 \text{ kW}}}$$

kde:	ϕ - celkový tepelný tok	[W]
	k_N - součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
	S_N - teplosměnná plocha nádrže	[m ²]
	t_o - počáteční teplota	[°C]
	t_1 - koncová teplota	[°C]

Teplotní spád na chladiči

$$\phi_{Chladě} = \frac{\phi_{CH}}{t_1 - t_o} = \frac{1,2}{50 - 35} = \underline{\underline{0,08 \text{ kW.K}^{-1}}} \quad (4.3.7)$$

kde: ϕ_{CH} - tepelný tok odvedený chladičem [W]
 t_o - počáteční teplota [°C]
 t_1 - koncová teplota [°C]

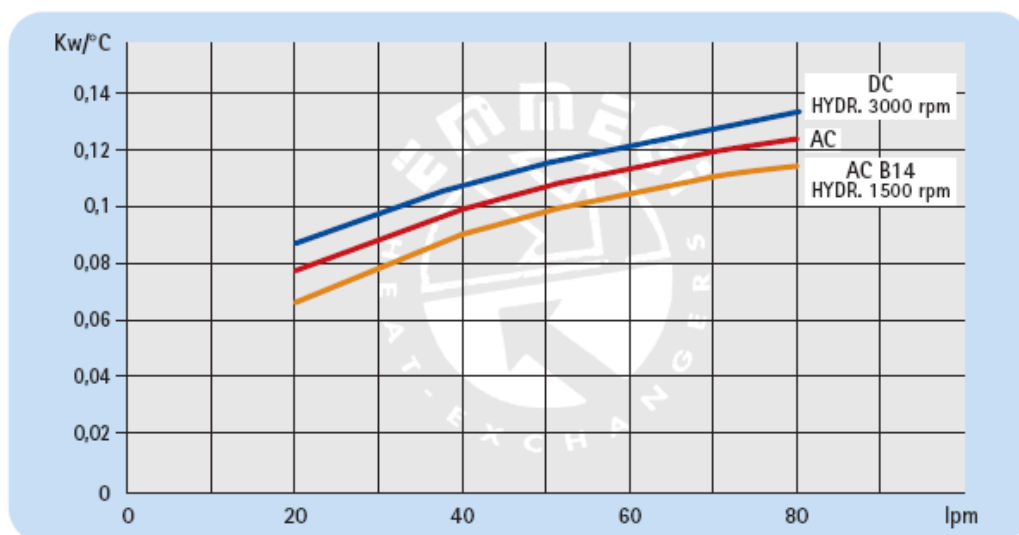
Průtok oleje chladičem

$$Q_{CHL} = Q_G \cdot (1 - \eta_C) = 145 \cdot (1 - 0,86) = \underline{\underline{20,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}} \quad (4.3.8)$$

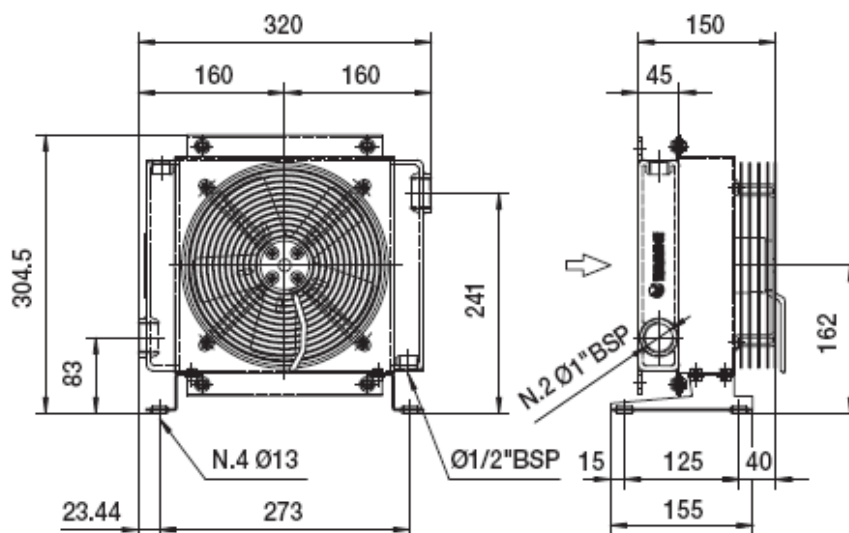
kde: Q_G - průtok hydrogenerátorem [dm³.min⁻¹]
 η_C - celková účinnost [-]

Pro vypočtený teplotní spád $\phi_{Chladě}$ a průtok Q_{CHL} musíme najít chladič o vhodné velikosti jak pro potřebný průtok, tak pro potřebný výkon.

Těmto požadavkům nejlépe vyhovuje chladič italské firmy EMMEGI s označením 2010K s pohonem ventilátoru DC nebo AC elektromotorem. Závislost teplotního spádu na průtoku je zobrazena na obrázku 4.11, základní rozměry na obrázku 4.12.



Obr. 4.11 Závislost teplotního spádu na průtoku



Obr. 4.12 Základní rozměry chladiče

4.4 Výpočet potrubí

Hlavní parametr při výpočtu potrubí je jeho vnitřní průměr. Pro jeho výpočet použijí následující vztah:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot v}} \quad (4.4.1)$$

Výpočet tlakového potrubí

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 5}} = 0,023 \text{ m} = \underline{\underline{23 \text{ mm}}} \quad (4.4.2)$$

kde: v - rychlost kapaliny v potrubí [m.s⁻¹]

Na základě vypočteného průměru tlakového potrubí, připojovacích rozměrů přímočarého hydromotoru a neredukované řady přímých hrdel těžké řady (viz obrázek 4.13), volím průměr tlakového potrubí $D_p = 30 \text{ mm}$, tloušťka stěny $t_p = 3 \text{ mm}$.

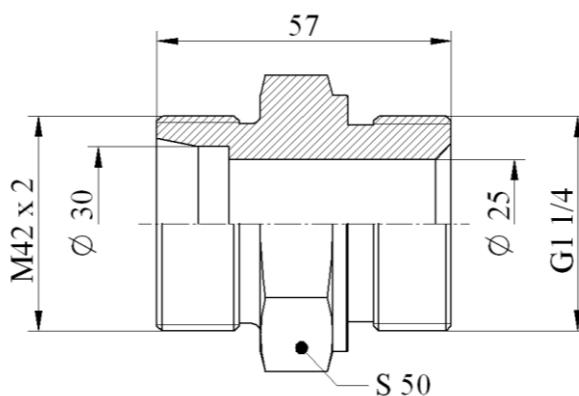
Bezešvá hydraulická trubka pozinkovaná TR 30x3

Zkušební tlak dle DIN 2413

36,9 MPa

Přepočtový tlak

- při převážně klidovém zatížení dle DIN 2413/I 28,2 MPa
- při proměnném zatížení dle DIN 2416/III 24,6 MPa



Obr. 4.13 Přímé hrdlo

4.5 Výpočet objemu nádrže

$$V_N = (2 \div 4) \cdot Q_{\max} = 3 \cdot 125,9 = \underline{\underline{378 \text{ l}}} \quad (4.5.1)$$

kde: Q_{\max} - maximální průtok $[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$

Z katalogu fy Hydrocom volím nádrž pro stacionární použití o objemu $V_N = \underline{\underline{400 \text{ l}}}$.

4.6 Výpočet topné spirály

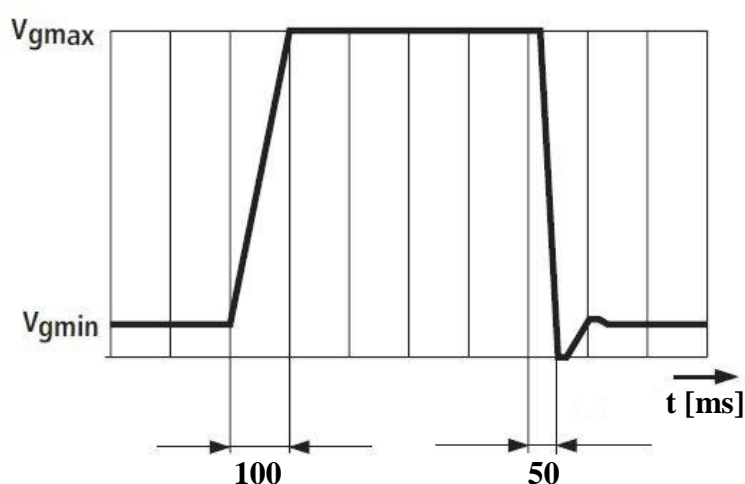
$$P_w = \frac{V_n \cdot c \cdot \rho \cdot (t_1 - t_2)}{\tau} = \frac{400 \cdot 0,00035 \cdot 1250 \cdot (35 - 20)}{1} = \underline{\underline{2600 \text{ W}}} \quad (4.6.1)$$

kde:	P_w - výkon topné spirály	[W]
	V_n - objem nádrže	[dm ³]
	c - specifické teplo	[kWh.kg ⁻¹ . kg ⁻¹]
	ρ - hustota oleje	[kg.m ⁻³]
	t_1 - požadovaná teplota	[°C]
	t_2 - teplota okolí	[°C]
	τ - doba ohřevu	[h]

Z katalogu fy Bosch Rexroth volím topnou spirálu o výkonu 3000 W.

4.7 Výpočet akumulátoru

Kritériem pro použití akumulátoru v hydraulickém obvodu jsou doby přestavení proporcionálního ventilu a hydrogenerátoru. Jelikož je splněna podmínka, že maximální doba přestavení hydrogenerátoru (obr. 4.14), je menší než doba přestavení proporcionálního rozváděče viz obr. 4.4, není zapotřebí v obvodu akumulátor použít.



Obr. 4.14 Doba náběhu hydrogenerátoru

4.8 Výpočet elektromotoru

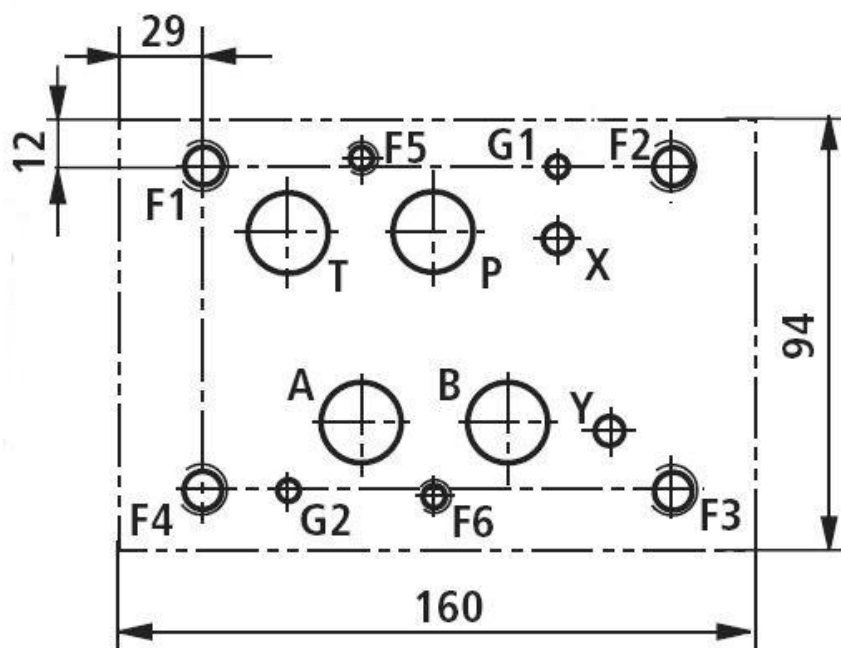
$$P_E = Q_{\max} \cdot p_g \cdot \frac{1}{\eta_C} = 2,1 \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,88} = \underline{\underline{42,9 \text{ kW}}} \quad (4.8.1)$$

kde: P_E - výkon elektromotoru [W]
 Q_{\max} - maximální průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 p_g - systémový tlak [Pa]
 η_C - celková účinnost [-]

Z katalogu fy Siemens volím trojfázový asynchronní elektromotor řady 1LG4 o výkonu 45 kW.

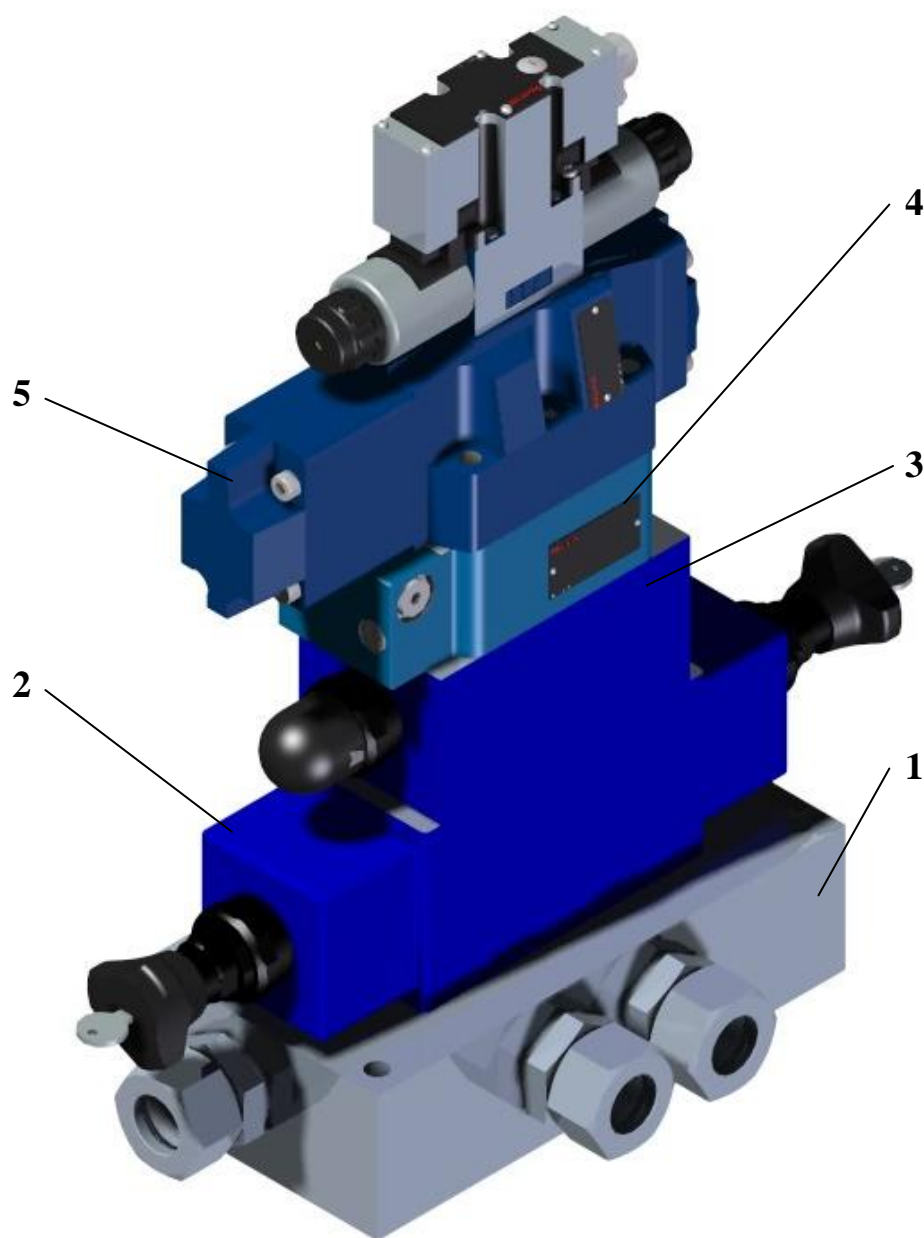
5 Sestava rozvodného bloku

Dle vypočtené světlosti proporcionálního rozváděče, volím zbylé prvky rozvodného bloku shodné světlosti a to DN16. Připojovací obrazec je uveden na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Připojovací obrazec DN16

Sestavený rozvodný blok je uveden na obr. 5.2. Podrobný výkres s hlavními rozměry je v příloze 5.

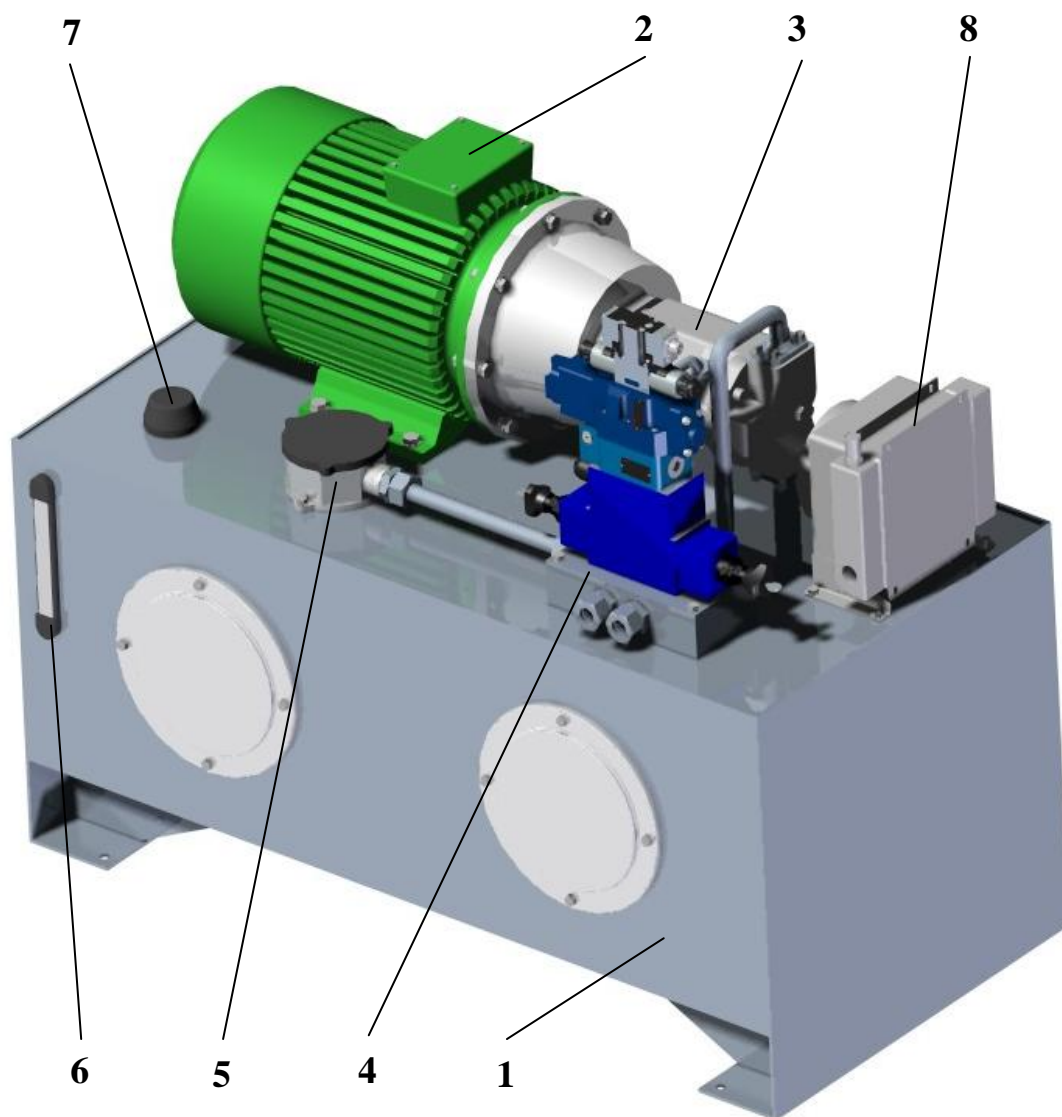


Obr. 5.2 Rozvodný blok

*1 – připojovací blok, 2 – tlakové ventily, 3 – pojistný ventil,
4 – dvoucestná tlaková váha, 5 – proporcionální rozváděč*

6 Hydraulický agregát

Na základě vypočtených parametrů hydraulického obvodu, byl navrhnut hydraulický agregát, jehož trojrozměrný model je na obr. 6.1. Výkres agregátu je uveden v příloze 6.

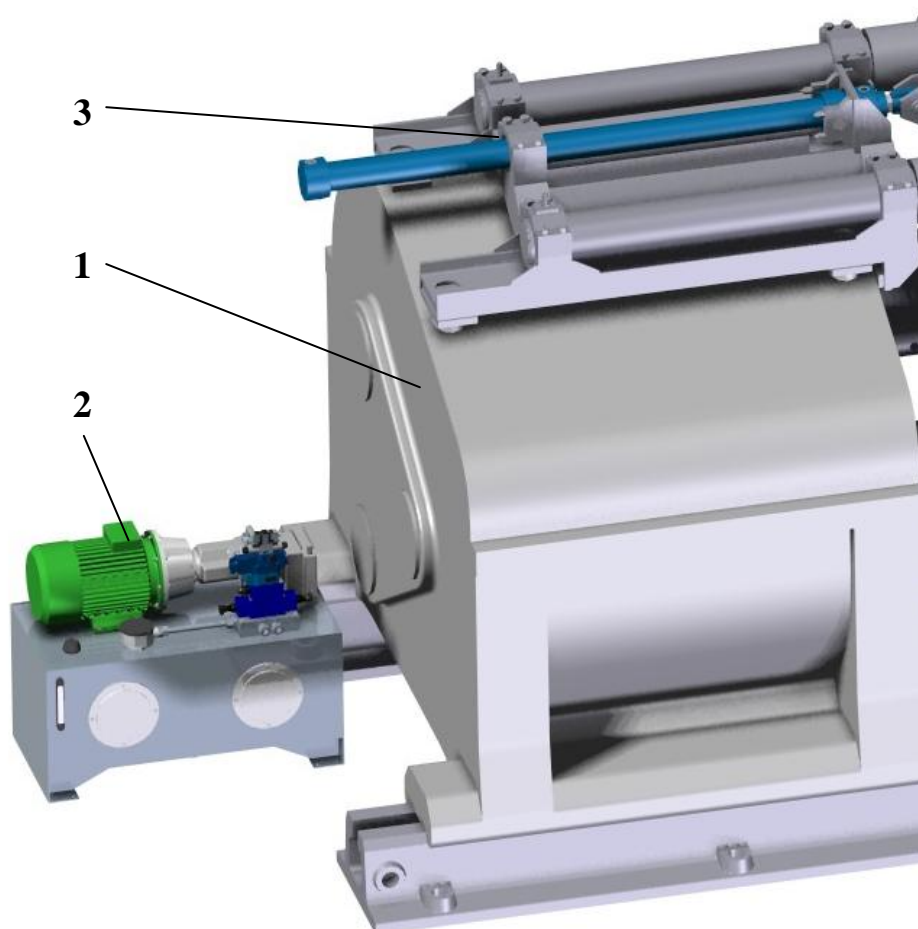


Obr. 6.1 Hydraulický agregát

1 – nádrž, 2 – elektromotor, 3 – hydrogenerátor, 4 – rozvodný blok, 5 – odpadní filtr,
6 – optický hladinoměr, 7 – plnicí hrdlo, 8 – vzduchový chladič

7 Dispozice elektrohydraulického pohonu

Na obr. 7.1 je detailní zobrazení dispozice elektrohydraulického pohonu. Propojení hydraulického agregátu 2 s přímočarým hydromotorem, umístěným na tlačce 3, je realizováno bezešvými ocelovými trubkami o vnějším průměru 30 mm a dvouopletovými hydraulickými hadicemi světlostí 25.



Obr. 7.1 Detail dispozice elektrohydraulického pohonu

1 – děrovací stolice, 2 – hydraulický agregát, 3 - tlačka

8 Závěr

Úkolem této diplomové práce byl návrh elektrohydraulického pohonu tlachy u děrovacího stroje.

Úvod diplomové práce se věnuje teoretické části, zabývající se popisem tratě s poutnickou stolicí, průběhu válcování a popisem principu děrování předvalku na děrovací stoličce s využitím tlachy. V praktické části jsem se zabýval návrhem funkčních schémat elektrohydraulického pohonu. Z důvodu zabezpečení plynulosti chodu a možnosti řízeného rozjezdu a dojezdu tlachy, byla zvolena varianta hydraulického obvodu, která řeší danou problematiku s využitím proporcionální techniky. Obvod je doplněn dvoucestnou tlakovou váhou, která slouží jako kompenzace kolísání tlaku vlivem změny zatížení. Jako zdroj konstantního tlaku byl zvolen regulační hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak. Pracovní kapalina byla volena vzhledem k okolnímu prostředí válcovny a charakteru výroby ze třídy těžkozápálních.

Na základě výpočtu hydraulického pohonu v ustáleném stavu byly dimenzovány jednotlivé prvky obvodu a bylo vypracováno funkční schéma hydraulického obvodu včetně specifikace použitých prvků. Výsledek výpočtu vyvrátil potřebu zařadit do obvodu hydraulický akumulátor k pokrytí tlakových ztrát. Z důvodu vyšších teplot v prostorách válcovny byla nutnost osadit hydraulický agregát vzduchovým chladičem pracovní kapaliny. Hydraulický obvod je převážně sestaven z prvků ze sortimentu firmy Bosch-Rexroth.

K diplomové práci je přiložena dispozice válcovací tratě Velký Mannesmann, funkční schéma hydraulického obvodu s uvedením hlavních parametrů, výkres děrovací stoličky, přímočarého hydromotoru, rozvodného bloku, hydraulického agregátu a dispozice elektrohydraulického pohonu.

9 Použitá literatura

- [1] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1.* Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0857-9.
- [2] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2.* Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [3] Burda, J. *Výroba ocelových trub.* Praha : SNTL, 1972. 262 s.
- [4] Drboud, J. *Historie výroby ocelových trubek.* Praha : Technickoeconomický výzkumný ústav hutního průmyslu, 1988. 82 s.
- [5] Počta, B. *Ocelové trubky : učebnice pro hutnické fakulty vysokých škol báňských. Díl 1. Bezešvé trubky.* Praha : SNTL, 1963. 413 s.
- [6] Gocal, J. Výroba a užití plynule litých předlitku pro výrobu bezešvých trubek. *Hutnické listy*, 1989, roč. 42, č. 30, s. 2-4.
- [7] Rutar, J. Historie a současnost výroby bezešvých trubek v a.s., VÍTKOVICE – VÁLCOVNA TRUB, a.s. *Hutnické listy*, 2003, roč. 56, č. 6, s. 6-8.
- [8] Mannesmann Rexroth *Proportional and Servo Valve Technology, Hydraulic Trainer, Volume 2.* Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1986. 255 s. ISBN-10 / ASIN: B001LOZXKQ.
- [9] Mannesmann Rexroth *Planning and Design of Hydraulic Power Systems, Hydraulic Trainer, Volume 3.* Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1988. 374 s. ISBN-10 / ASIN: 3802302664.

Firemní podklady:

BKB Metal, a.s. *Dispozice válcovací tratě.*

konCAD 3D model děrovací stolice.

Mannesmann Rexroth GmbH *Katalog produktů.* Dostupné z www.boschrexroth.com

EMMEGI *Katalog produktů.* Dostupné z www.emmegi-heat-exchangers.com

Hydrocom s.r.o. *Katalog produktů.* Dostupné z www.hydrocom.cz

AVHB Hydraulika s.r.o. *Katalog produktů.* Dostupné z www.avhb.cz

10 Seznam příloh

Příloha 1	Dispozice válcovací tratě Velký Mannesmann
Příloha 2	Děrovací stolice
Příloha 3	Funkční schéma hydraulického obvodu
Příloha 4	Přímočarý hydromotor CDH1 MT4/125/90/2600
Příloha 5	Rozvodný blok
Příloha 6	Hydraulický agregát

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc, a mému konzultantu diplomové práce Ing. Jiřímu Valoškov, Ph.D. za jejich aktivní zájem a odborné vedení při psaní této práce.